

УДК 621.867.42

**В. Ловейкін, докт. техн. наук; О. Рогатинська, канд. техн. наук;
Л. Рогатинська; Ю. Дудун**

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДИНАМІКА ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Резюме. Наведено результати досліджень динаміки швидкохідного гвинтового конвеєра з урахуванням змінної швидкості масиву сипкого вантажу в робочому просторі жолоба. Наведені моделі дозволяють оцінювати кінематичні та динамічні параметри гвинтових конвеєрів, їхнє енергоспоживання, та ставити відповідні завдання щодо вибору раціональних схем завантаження й пускових режимів роботи гвинтових конвеєрів, а також розробляти системи згладжування ударних навантажень на їх робочі органи.

Ключові слова: швидкохідний гвинтовий конвеєр, динаміка, сипкий вантаж, ударне навантаження.

V. Loveikin; R. Rogatinska; L. Rogatinska; Yu. Dudun

DYNAMICS OF SPIRAL CONVEYERS

The summary. Research of dynamics of high-speed spiral conveyor is given to this article. A change speed of array of fragile load in a conveyor is taken into account. Models estimate a kinematics and dynamic parameters of spiral conveyers, their energy consumption, energy of accelerations. They answer on a task relatively choice of the rational loading and methods of start of spiral conveyers. Materials of the article can be useful to planning of the systems which diminish the shock loadings on a screw.

Key words: high-speed spiral conveyor; dynamics; fragile load; shock loadings.

Постановка проблеми. Зростаюча автоматизація виробництв в агропромисловому комплексі, харчовій, будівельній та інших галузях вимагає використання надійних та простих у користуванні машин неперервного транспорту, серед яких низку переваг мають гвинтові конвеєри. Існуючі динамічні моделі таких транспортних систем з гвинтовими конвеєрами, зокрема швидкохідними, що заповнені вантажем, не в повній мірі характеризують взаємодію робочих гвинтових поверхонь з вантажем і потребують уточнення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Робота гвинтового конвеєра характеризується значними динамічними навантаженнями в пускові періоди, особливо при запуску конвеєра із транспортованим матеріалом у робочому просторі конвеєра [1,2], а також в періоди його перевантаження. Особливо висока ймовірність перевантаження спостерігається в гнучких шнеках, в яких траса може змінюватись у процесі транспортування [3,4]. Крім цього, характеристика навантаження залежно від кутової швидкості має від'ємну кривизну [5] при $\omega = 30-50 \text{ c}^{-1}$, що може призвести до автоколивань у системі двигун-конвеєр при розгоні й відповідно до підвищення динамічних навантажень. Усе це, а також те, що за принципом транспортування існує поділ гвинтових конвеєрів на тихохідні та швидкохідні з осьовим транспортуванням вантажу та переміщенням його за гвинтовою траєкторією за наявності проміжної зони нестабільного транспортування, робить надзвичайно актуальним дослідження динамічного навантаження гвинтових конвеєрів, побудову відповідних моделей та напрацювання практичних рекомендацій щодо шляхів зниження динамічного навантаження гвинтових конвеєрів, особливо в періоди нестационарного транспортування.

Мета досліджень – комплексно встановити кінематичні та динамічні параметри системи гвинтовий конвеєр–вантаж і визначити параметри ударного навантаження на гвинтовий робочий орган у період запуску конвеєра.

Результати досліджень. Гвинтовий конвеєр у першому наближенні можна розглядати як механізм, в якому вантаж є ланкою чи ланками з багатьма ступенями вільності. Згідно з [2] рух потоку вантажу при усталеному транспортуванні можна функціонально ув'язати з обертовим рухом привода гвинтового робочого органу (шнека).

Для тихохідних гвинтових конвеєрів осьова швидкість транспортування становить [1-3]

$$v_z = \omega T / (2\pi), \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість шнека; T – крок шнека.

Для швидкохідних гвинтових конвеєрів осьова v_z та колова v_θ – складові швидкості транспортування v – визначаються за залежностями [2]

$$v_z = T(\omega - \omega_\beta) / (2\pi) = \omega T \tan \beta / [2\pi(\tan \alpha + \tan \beta)]; \quad ((2)$$

$$v_\theta = \omega D \tan \alpha / [2(\tan \alpha + \tan \beta)], \quad ((3)$$

де α та β – відповідно кут нахилу гвинтової поверхні й кут нахилу гвинтової траєкторії траси, що залежить від кінематичних характеристик конвеєра та його розміщення в зоні транспортування; D – зовнішній діаметр шнека.

У загальному випадку, в інженерних розрахунках, потужність розраховують за залежністю [1]

$$P_T = Q_m g (Lw + H), \quad (4)$$

де g – прискорення земного тяжіння L та H – довжина та висота траси транспортування вантажу; w – питома робота, необхідна для переміщення одиниці маси вантажу.

Така інтегральна залежність не повною мірою визначає вплив конструкторсько-технологічних параметрів гвинтового конвеєра і потребує уточнення. При встановленому русі потужність, в основному, витрачається на подолання сил тертя між матеріалом і поверхнями шнека та жолоба, втрати від внутрішнього тертя при перемішуванні вантажу та на піднімання вантажу для похилих конвеєрів. Для довгих конвеєрів доля втрат потужності на прискорення чергової порції матеріалу до заданої швидкості при усталеному транспортуванні в середньому за проміжок часу t є незначною і становить

$$P_0 = m v_z^2 / (2t) = Q_m v^2 / 2, \quad (5)$$

де m та Q_m – відповідно маса та масовий розхід вантажу, v_z – осьова швидкість транспортування вантажу.

В зоні вільного вивантаження втрати практично відсутні.

Для побудови динамічної моделі конвеєра всі сили і моменти, що діють на його ланки, призводять до привідної ланки. При цьому залежність для визначення потужності транспортування [2]

$$\begin{aligned} P_n &= \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n F_i v_i \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \omega_i + Q_m v^2 / 2 = \\ &= \mu_1 N_1 \frac{\omega D \sin \beta}{2 \sin(\alpha + \beta)} + \mu_2 N_2 \frac{\omega D \sin \alpha}{2 \sin(\alpha + \beta)} + \frac{Q_m}{2} \left(\frac{\omega D \sin \alpha}{2 \sin(\alpha + \beta)} \right)^2, \end{aligned} \quad ((6)$$

де v_i та ω_i – лінійні та кутові швидкості ланок під дією сил P_i та моментів M_i ;

N_1 та N_2 – нормальні реакції від поверхонь відповідно гвинтової поверхні та жолоба;

μ_1 та μ_2 – коефіцієнти тертя вантажу до поверхонь відповідно шнека та жолоба.

Приведений момент опору на приводі шнека буде

$$M_n = \sum_{i=1}^n M_i = \mu_1 D N_1 \frac{\sin \beta}{2 \sin(\alpha + \beta)} + \mu_2 D N_2 \frac{\sin \alpha}{2 \sin(\alpha + \beta)} + Q_m \frac{\omega D^2 \sin^2 \alpha}{8 \sin^2(\alpha + \beta)}. \quad ((7))$$

Для визначення приведенного моменту опору необхідно знати розміщення вантажу та реакції поверхонь конвеєра (в'язей), які в першому наближенні можна оцінити при допущенні незмінності кутової швидкості ω робочого органу [1,3]. Розміщення центра мас виділеного об'єму транспортування однозначно визначається миттєвим розміщенням шнека в системі координат $Oxyz$ (вісь Oz – по осі гвинтового конвеєра, Ox – горизонтально):

$$\begin{aligned} x_c &= (D/2 - \delta_D) \cos \theta; \\ y_c &= (D/2 - \delta_D) \sin \theta; \\ z_c &= T(\theta - \omega t)/(2\pi) + \delta_T, \end{aligned} \quad (10)$$

де θ – кутовий параметр розміщення вантажу; δ_D та δ_T – відстані від центра мас до поверхонь жолоба та спіралі відповідно в радіальному та осьовому напрямках.

Із умови ковзання вантажу по поверхнях жолоба та спіралі (нерозривності в'язей) та прийнятому допущенні про постійність параметрів δ_D та δ_T , а також кутової швидкості ω , диференціальне рівняння руху виділеного об'єму масою m_c буде [2]

$$\left[m_c \ddot{x}(\theta) - G_x \right] \begin{vmatrix} a_{y1} & a_{y2} \\ a_{z1} & a_{z2} \end{vmatrix} + \left[m_c \ddot{y}(\theta) - G_y \right] \begin{vmatrix} a_{z1} & a_{z2} \\ a_{x1} & a_{x2} \end{vmatrix} + \left[m_c \ddot{z}(\theta) - G_z \right] \begin{vmatrix} a_{x1} & a_{x2} \\ a_{y1} & a_{y2} \end{vmatrix} = 0, \quad ((11))$$

де a_{xi}, a_{yi}, a_{zi} – направляючі косинуси рівнодійних реакцій від i -ої поверхні, G_x, G_y, G_z – проекції вектора сили ваги на осі системи $Oxyz$.

Розв'язок (11) відносно θ дає змогу в першому наближенні визначити нормальні реакції N_1 та N_2 .

$$N_1 = \frac{\mu_2 \cos \beta N_2 + 0,5 m_c D \ddot{\theta} + m_c g \cos \theta \sin \gamma}{\mu_1 \cos \alpha - \sin \alpha}; \quad (12)$$

$$N_2 = m_c (0,5 D \ddot{\theta} - g \sin \theta \cos \gamma), \quad (13)$$

де γ – кут нахилу конвеєра.

Для тихохідного конвеєра при усталеному транспортуванні $\ddot{\theta} = \dot{\theta} = 0$, а кутовий параметр θ визначає кут зміщення тіла волочіння за подачею $\theta = \theta_y$, що зрівноважує силу ваги та піднімальну дію шнека [2].

$$N_1 = \frac{\mu_2 \cos \beta \sin \theta_y \cos \gamma + \cos \theta_y \sin \gamma}{\mu_1 \cos \alpha - \sin \alpha} m_c g; \quad (14)$$

$$N_2 = m_c g \sin \theta_y \cos \gamma. \quad (15)$$

Приведений момент інерції конвеєра враховує масу вантажу, що в динамічній постановці має перемінну швидкість, і є змінною величиною

$$J_n = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right] = J_w + Q_m \frac{LD \sin \beta}{2 \omega \sin \beta \sin(\alpha + \beta)}. \quad ((8))$$

Диференціальне рівняння руху для ланки привода механізму

$$M = J_n \left(\frac{d\omega}{dt} \right) + \frac{dJ_n}{d\beta} \frac{d\beta}{d\varphi} \left(\frac{\omega^2}{2} \right), \quad (9)$$

де $M = M_\delta - M_n$ – приведений момент сил з урахуванням рушійного моменту M_δ і приведенного моменту опору M_n . Для випадку усталеної роботи гвинтового конвеєра $\beta = \pi/2 = \text{const}$ і приведений момент інерції конвеєра буде постійною величиною.

Залежності (8,9) дозволяють поставити задачу динамічної оптимізації гвинтового конвеєра та режимів його роботи з метою мінімізації динамічних навантажень та енергії ривків системи в процесі пуску [6]. Проте вказані залежності не описують початковий момент запуску конвеєра, коли можливий ударний вплив вантажу на робочий орган конвеєра.

Розглянемо пусковий період. У випадку, коли робочий простір конвеєра не заповнений вантажем, у перехідний період відбувається плавний перехід до робочого навантаження з максимальними моментами, що відповідають режиму усталеного транспортування. У випадку, коли пуск конвеєра проходить при заповненому вантажем робочому просторі, то момент зрушення вантажу зі збільшенням швидкості вантажу від нуля до номінального значення може суттєво перевищити момент усталеного транспортування, а взаємодія гвинтової поверхні шнека із вантажем має ударний характер. При такій взаємодії в початковий момент змінюється тільки абсолютна величина швидкості при постійному напрямку її вектора, що заданий кутом

$$\beta = \pi/2 - \alpha - \arctan \mu_1. \quad (16)$$

Відповідно швидкість, при якій вантаж досягає величини, що відповідає умовам усталеного транспортування, можна визначити як

$$v_1 = \frac{\omega T}{2\pi} \cos \alpha, \quad (17)$$

де k_2 – зведений коефіцієнт, що враховує вплив збільшення бокового тиску сипучого вантажу на сили опору від жолоба при ударному навантаженні.

Розглянемо модель ударної взаємодії, рис. 1.

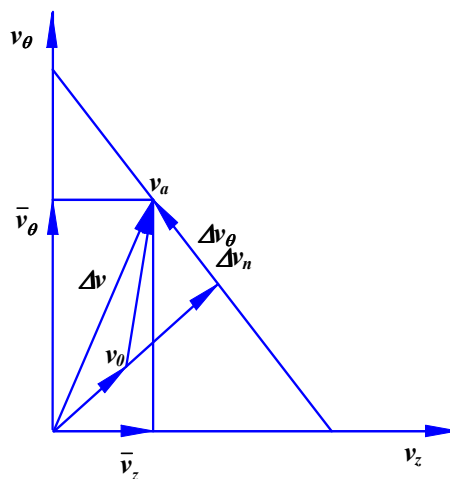


Рис. 1. Схема зміни швидкостей вантажу при ударній взаємодії

При усталеному транспортуванні осьова v_z та тангенціальна v_θ складові швидкості вантажу з умови нерозривності в'язей визначаються за залежностями (2,3), а годограф вектора швидкості \bar{v} відповідно описується залежністю, що відповідає прямій лінії

$$\frac{2\pi v_z}{\omega T} + \frac{2v_\theta}{\omega D} = 1. \quad (18)$$

Отже, якщо швидкість вантажу в момент контакту зі шнеком буде меншою за усталену, що визначається годографом, то виділеному елементу буде наданий ударний

імпульс $p = m\Delta v_n$. Крім нормальної складової Δv_n кожна частинка, намагаючись зайняти рівноважне значення, буде мати і тангенціальний приріст швидкості Δv_θ , що викличе в потоці додаткові здвигові деформації та призведе до витрат. Складові рівноважного значення v визначають із залежностей (2,3), де середньостатистичне значення кута нахилу β траєкторії частинки згідно з (16) відповідає в першому наближенні значенню, обчисленому без урахування сили тяжіння [2], оскільки в момент удару прискорення від ударних сил значно більші прискорення земного тяжіння:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\pi D - \mu_1 T}{T + \mu_1 \pi D}. \quad (19)$$

При пуску конвеєра, заповненого вантажем, початкова швидкість вантажу $v_0 = 0$, отже приріст швидкості та ударні навантаження є максимальними $\Delta v_n = v$.

Оскільки розроблення моделей ударної взаємодії сипучого вантажу на даний час є проблемним, то в першому наближенні апроксимуємо її зміну в часі (без урахування сил тертя) функцією другого порядку.

$$F_{y0} = \frac{4F_{\max} t(t_1 - t)}{t_1^2}, \quad (20)$$

де t_1 – час, за який весь вантаж набуде швидкості зрушення, $t_1 = k_\delta \delta_T / v_1 = 2\pi k_\delta \delta_T / (\omega T)$. Тут k_δ – коефіцієнт, що враховує умови захоплення вантажу шнеком.

Із умови закону збереження імпульсу для випадку зміни F_{y0} за законом (18)

$$mv_1 = \int_0^{t_1} F_{y0} dt = \frac{2}{3} F_{\max} t_1. \quad (21)$$

У загальному випадку характер зміни сили F_{y0} передбачає асиметрію функції на робочій ділянці з можливим стрімкішим наростанням максимуму, що дає підставу записати залежність (21) у вигляді

$$mv_1 = k_1 F_{\max} t_1, \quad (22)$$

де $k_1 = 0.45 \dots 0.66$.

Із (22) максимум ударного навантаження

$$F_{\max} = \frac{mv_1}{k_1 t_1} = \frac{m\omega^2 D T \sin \alpha}{4\pi k_\delta k_1 \delta_T} = K \gamma_m \omega^2 L D^3, \quad (23)$$

де K – комплексний безрозмірний коефіцієнт, що враховує коефіцієнт заповнення конвеєра, умови транспортування, долю вала в робочому об'ємі та інше, $K = 0.3 \dots 0.5$; γ_m – насипна густина вантажу.

Відповідно коефіцієнт динамічності при ударному навантаженні становить

$$k_\delta = \frac{F_{\max} (1 + k_2 \mu_2) + N_1}{N_1}, \quad (24)$$

а максимальний момент на приводі –

$$M_{\max} = k_\delta M_{\text{ном}}. \quad (25)$$

При певній початковій швидкості вантажу $v_0 = v_{z0} \bar{i} + v_{\theta 0} \bar{j}$ до його взаємодії зі шнеком приріст швидкості Δv_n у момент ударної взаємодії буде

$$\Delta v_n = \frac{\pi D T \omega}{\sqrt{\pi^2 D^2 + T^2}} - \frac{\pi D v_{z0}}{\sqrt{\pi^2 D^2 + T^2}} - \frac{T v_{\theta 0}}{\sqrt{\pi^2 D^2 + T^2}} \leq v_1. \quad (26)$$

Відповідно ударні навантаження будуть менші, якщо на початку транспортування вантаж буде зрушений.

Проведені дослідження дозволили розробити перспективні конструкції гвинтових конвеєрів та їх приводів із системами згладжування ударних навантажень на робочі органи та вибрати раціональні схеми завантаження й пускові режими.

Висновок. Наведені моделі дозволяють у першому наближенні оцінювати кінематичні та динамічні параметри системи гвинтовий конвеєр–вантаж, визначати їх енергозатрати, енергію прискорень, а також оцінити ударні навантаження на гвинтовий робочий орган при запуску конвеєра. Показано, що при складанні диференціального рівняння конвеєра приведений момент інерції повинен містити змінну складова впливу вантажу, що залежить від миттєвої продуктивності та кутової швидкості конвеєра, його геометричних параметрів і реологічних властивостей вантажу. В початковий момент запуску конвеєра із заповненням жолобом необхідно враховувати також ударну складову впливу вантажу на робочий орган, що пропорційна квадрату кутової швидкості.

Література

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров. – М.: Машиностроение, 1974. – 503 с.
2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б. М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Изд-во Львов. ун-та, 1989. – 176с.
3. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К.: Вища школа, 1993. – 426 с.
5. Акимов Л.В. Математическая модель электромеханической системы дозатора со спирально-винтовым транспортером и нелинейной нагрузкой / Л.В. Акимов, А.В. Пирожок // Вестник национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – Харьков. – 2001. – Вып 10. – С. 43–45.
6. Ловейкин В.С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В.С. Ловейкин, А.П. Нестеров. – Луганск: Изд-во СЛУ, 2002.

Отримано 04.09.2010 р.